12 Geräusche mechatronischer Systeme

Ein mechatronisches System ist ganz allgemein durch das Zusammenwirken von mechanischen, elektrischen und informationstechnischen Komponenten in einem gesteuerten oder geregelten Signalfluss gekennzeichnet. Dazu werden Systemzustände des zumeist mechanischen Hauptsystems durch elektrische Sensoren erfasst, informationstechnisch zu Stellsignalen weiterverarbeitet, welche wiederum über elektrische oder hydraulische Aktoren auf das mechanische System einwirken (**Bild 12-2**).

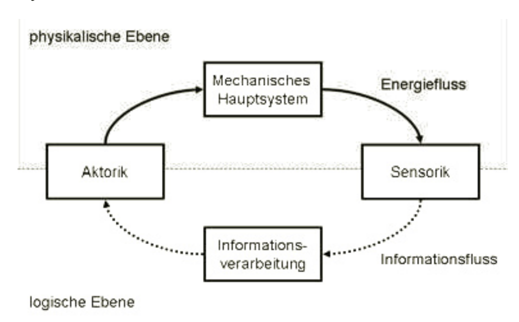


Bild 12-1: Grundstruktur mechatronischer Systeme

Als mechatronische Komponenten im Kraftfahrzeug sollen nachstehend auch alle mechanisch-elektrischen Teilsysteme verstanden werden, deren elektrische oder hydraulische Aktoren vibroakustische Probleme hervorrufen können. Das Aufgabenfeld reicht damit vom Kühllüfter für die Verstärkereinheiten des Navigationssystems, geht über Fensterheber und Zusatzwasserpumpen bis zu kompletten aktiven Fahrdynamiksystemen (**Bild 12-2**). Der Hybridantrieb wurde aufgrund seiner mechanisch-elektrischen Technologie ebenfalls hier eingeordnet (Kapitel 12.7).

Signifikant ist die Kopplung von Regel- und Steuerungseinheiten mit einer Kraft- und Arbeitsmaschine.

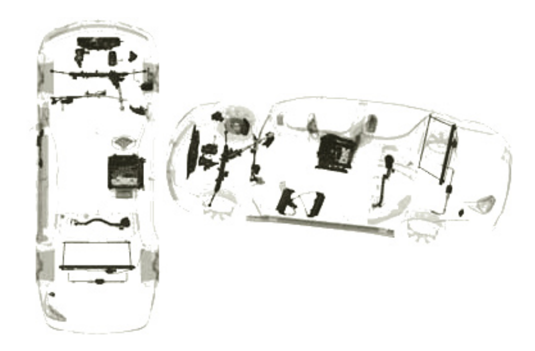


Bild 12-2: Mechatroniksysteme im Gesamtfahrzeug

So wird bei einem Fensterheber der Soll-Ist-Vergleich durch den erhöhten Strombedarf in den Endanschlägen unten mit „Fenster offen“ und oben mit „Fenster geschlossen“ sensiert. Als Kraftmaschine wird ein Gleichstrommotor an ein Zahnradgetriebe geflanscht und das Zahnradgetriebe mit der angetriebenen Seilwinde übernimmt die Funktion der Arbeitsmaschine.

Die akustischen Phänomene von Mechatroniksystemen im Kraftfahrzeug können einerseits in Betätigungs- und Störgeräusche, andererseits nach Beeinflussungsgrad und Betriebsdauer unterteilt werden (**Tabelle 12-1**). Für erstere Kathegorie ist entscheidend, ob die Funktion einer Mechatronikeinheit vom Fahrer bzw. Insassen durch eine Bedienhandlung bewusst ausgelöst wird oder ob diese vollautomatisch vom Fahrzeug gesteuert wird. Mechatronische Geräusche aufgrund bewusster Bedienhandlungen werden als Betätigungsgeräusche dann positiv wahrgenommen, wenn das Klangbild in der subjektiven Erwartung des Kunden zur gewünschten Funktion passt. Typische Beispiele sind hier das „Relaisklackern“ bei Blinklichtbetätigung oder das Strömungsrauschen des Klimagebläses. Da bei modernen Fahrzeugen das Blinklicht ohne Relais und geräuschlos geschaltet wird, erfolgt als tradierte akustische Rückmeldung die Generierung des „Relaisklackerns“ auf elektronischem Weg. Im Gegensatz dazu sollen vom Fahrzeug automatisch ausgelöste mechatronische Funktionen, wie z.B. die Kraftstoffförderung durch Primär- und Sekundärpumpe, oder das Ventilschalten der hydraulischen Wankstabilisierung, eine möglichst geringe akustische Rückmeldung geben. Der subjektiv tolerierte Geräuscheintrag reicht hier von nicht störend hörbar bei kurzzeitiger Einwirkdauer bis unhörbar bei periodischen oder dauerhaft einwirkenden Geräuschen.

	Störgeräusch (unbewusste Beeinflussung)	**Betätigungsgeräusch** (bewusste Beeinflussung)
Betriebsdauer niedrig	Lenkhilfe Niveauregulierung Sekundärluftpumpe	Fensterheber Sitzverstellung Spiegelverstellung
Betriebsdauer hoch	Motorlüfter Kraftstoffpumpe Wankstabilisierung	Klimagebläse Scheibenwischer Sitzlüfter

Tabelle 12-1: Klassifizierung von mechatronischen Geräuschen

12.1 Elektrische Stellmotoren

Elektrische Antriebe als Stellmotoren zeichnen sich nicht nur durch ihre unterschiedlichen Baugrößen und Gewichte von weniger als 0,1 kg bis über 10 kg, son-

dern auch durch ihre Häufigkeit aus. In Fahrzeugen der Oberklasse werden z.B. weit über 100 mechatronische Aktuatoren in Form von elektrischen Antrieben und Stellmotoren verbaut **(Bild 12-3)**. Stellmotoren sind damit die weitaus häufigste Form von akustisch relevanten Aktuatoren.



Bild 12-3: Ausgewählte Stellmotoren

Bild 12-4 zeigt die wesentlichen Geräuschquellen auf. Sie können mechanisch/elektromagnetischer, aerodynamischer oder elektronischer Natur sein. Der jeweils dominierende Geräuschanteil ist bauform- und betriebsartabhängig.

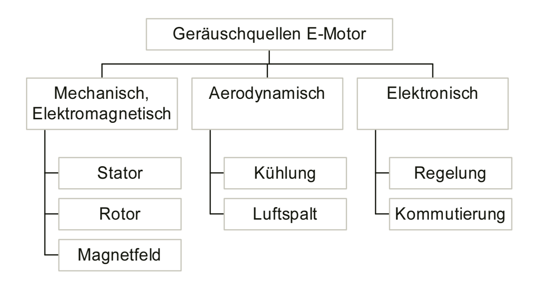


Bild 12-4: Geräuschquellen bei E-Motoren

Elektromagnetische Geräusche entstehen infolge der Wechselkraftwirkung des elektromagnetischen Feldes. Diese wird durch die konstruktive Gestaltung von Rotor und Stator festgelegt. Besondere Bedeutung kommt dem magnetischen Fluss und der Homogenität des Magnetfeldes im Luftspalt zwischen Rotor und Stator zu. Dabei sind die Konfiguration der Wicklungen sowie die Nutanzahl in Stator und Rotor wesentlich. Neben der Rotorlagerung sind auch die dynamischen Verformungen und deren Auswirkung auf das Magnetfeld relevant. Durch das umlaufende Magnetfeld werden radiale Zugspannungswellen induziert mit praktisch allen Polpaarzahlen und Frequenzen im gesamten hörbaren Frequenzbereich. Die Amplituden der Zugspannungen lassen sich als drehzahlabhängige Frequenzverläufe detektieren und in Form von Ordnungsanalysen beschreiben. Sie sind im Wesentlichen umgekehrt proportional zur Größe des Luftspaltes. Asynchronmaschinen sind aufgrund ihres betriebsbedingten kleinen Spaltes kritischer hinsichtlich elektromagnetischer Geräuschentstehung als Synchron- und Gleichstrommaschinen.

Lagergeräusche sind Hauptbestandteil der *mechanisch* verursachten Schallquellen. Sie entstehen durch Unwucht des Rotors, elastische Durchbiegung der Welle und Abwälzvorgänge des Lagers. Die Körperschallankopplung des Rotors erfolgt über die Lager, welche alle freien dynamischen Kräfte aufnehmen und an das Gehäuse übertragen. Mit zunehmendem Lagerspiel erhöht sich der Geräuschpegel kontinuierlich, ebenfalls im Bereich der Verpressung **(Bild 12-5)**. Eine axiale Anstellung des Lagers reduziert den Geräuschanteil und macht das Lagergeräusch hinsichtlich des Spiels unempfindlicher.

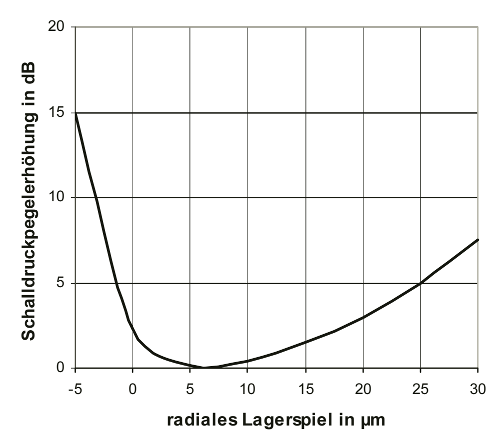


Bild 12-5: Akustische Auswirkung des radialen Lagerspiels

Elektronisch bedingte Geräusche werden vorwiegend durch die Art und Weise der Regelung hervorgerufen. Aufgrund von Schwankungen der elektronischen Parameter von Bauteilen und E-Motor kommt es zu Anpassungsfehlern bei der Paarung mit dem Steuergerät, was sich durch hochfrequente Geräuschanteile, erzeugt durch Oberwellen der Regelunstetigkeiten, bemerkbar macht. Dies wird durch individuell angepasste Regelungen vermieden. Hierbei werden die motorspezifischen Kennwerte inklusive der Schwankungsbreite bei der Produktion erfasst und selektiv auf das vorgesehene Steuergerät übertragen. Der Regelalgorithmus kann damit Parameterstreuungen bei der Herstellung der Einzelkomponenten ausgleichen.

Klassische Beispiele für elektromotorisch induzierte Betätigungsgeräusche sind der elektrische Fensterheber **(Bild 12-6)** oder die Sitzverstellung. Das Bewegungsverhalten und damit auch der Geräuschcharakter kann bereits anhand des vom Aktuator aufgenom-



Bild 12-6: Doppelt geführter Seilfensterheber

menen Stroms gut beurteilt werden **(Bild 12-7)**. Dieser steigt zunächst auf das für die Überwindung der Haftreibung erforderliche Niveau an, sinkt anschließend in der Verstellphase wieder ab, bis er im Endanschlag erneut stark ansteigt. Der subjektive Geräuscheindruck in der Verstellphase wird durch Modulationen von Lautstärke und Frequenz bestimmt. Diese müssen unterhalb gewisser Grenzen gehalten werden, um nicht einen zu schwachen und damit qualitativ minderwertigen Antrieb zu suggerieren. Da das menschliche Gehör auf Frequenzänderungen wesentlich empfindlicher reagiert als auf Amplitudenschwankungen (Kapitel 7), hat die Tonhaltigkeit, erzeugt durch die Ordnungen des Elektromotors, sowie Frequenzmodulationen bedingt durch Drehzahlschwankungen während des Betriebes dominanten Einfluss auf den subjektiven Geräuscheindruck. Zur objektiven Beurteilung wird der Zeitverlauf des Stroms durch eine Regressionskurve angenähert und die relative Stromschwankung bezogen auf diese Regressionskurve bestimmt **(Bild 12-7)**. Wenn die

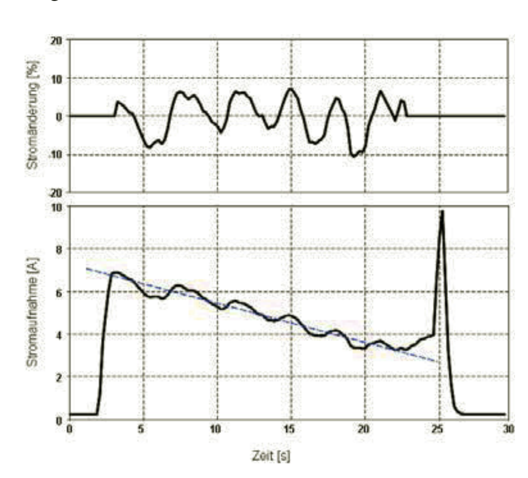


Bild 12-7: Typischer Stromverlauf eines elektromotorischen Verstellsystems

niederfrequenten Schwankungen unter 5 Sekunden Periodendauer innerhalb eines Schwellwertes von 5% zu liegen kommen, kann davon ausgegangen werden, dass die zugehörige akustische Modulation des Geräusches psychoakustisch unauffällig bleibt.

12.2 Lüfter und Gebläse

Eine weitere wesentliche Quelle für störende Geräusche im Fahrzeug stellen Lüfter und Gebläse dar. Während der Kühlerlüfter in erster Linie im Außengeräusch unangenehm in Erscheinung treten kann, ist das Gebläse der Klimaanlage in zahlreichen Fahrzeugen ein Beanstandungsgrund. Dabei kommt das Gebläsegeräusch bei maximaler Förderleistung im Allgemeinen nur kurzzeitig zum Tragen und wird als akustische Rückmeldung durchaus toleriert. Kritisch ist hingegen ein zu lautes Lüftergeräusch im Dauerbetrieb, da es die Hörsamkeit im Innenraum stark beeinträchtigen kann (Kapitel 5.6.3). Analoges gilt auch für Sitzgebläse. Geräusche von Lüftern für thermisch stark beanspruchte Komponenten sind reine Störgeräusche und sollten grundsätzlich im Innenraum des Fahrzeugs vom Pegel unterhalb der Wahrnehmbarkeitsschwelle gehalten werden.

Die typischen Geräuschquellen von Lüftern und Gebläsen sind ebenfalls aerodynamischer, mechanischer und elektromechanischen Ursprungs **(Bild 12-8)**. Neben den aeroakustischen Geräuschen von Lüftern und Gebläsen, treten auch Körperschallphänomene auf. Die Induzierung erfolgt in Form von sekundärem Luftschall. Erzeugt wird dieser durch den dynamischen Wechseldruck der Schaufelgeometrie des Rotorsblattes, sowie durch resultierende Wechselkräfte, welche von Motor- und Zargenlagerung aufgenommen werden müssen. Die elektromechanischen Geräusche sind in Kapitel 12.1 bereits näher beschrieben.

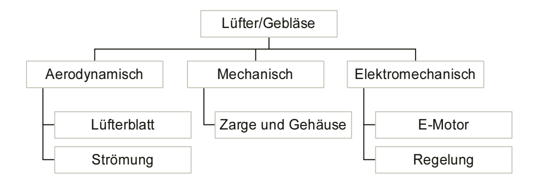


Bild 12-8: Geräuschquellen Lüfter/Gebläse

Nachstehend werden die aerodynamischen Geräuschanteile näher betrachtet. In **Bild 12-9** sind die wesentlichen aeroakustischen Geräuschkomponenten schematisch dargestellt.

Neben breitbandigem stochastischem Rauschen aufgrund der Durchströmung von Luftführungskanälen, Lüftungsgittern, Luftweichen oder Kühlmodulen, können auch stark tonale Ordnungen emittiert werden. Als subjektiv besonders störend erweisen sich die Ordnungen des sogenannten Drehklanges des Lüfter-

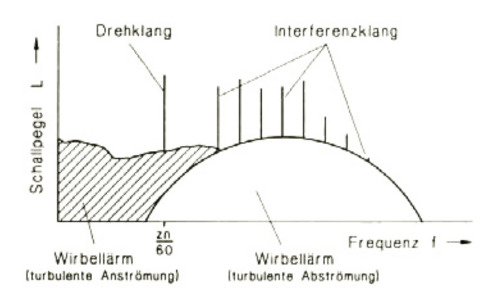


Bild 12-9: Aerodynamische Geräuschkomponenten, nach [1]

blattes und die Interferenzklänge z.B. zwischen Lüfterblatt und Zarge. Die dominante Ordnung des Drehklangs wird durch das rotierende Druckfeld der Schaufeln (Potentialfeld) erzeugt. Ein feststehender Beobachter sieht die Druckunterschiede zwischen Schaufelsaug- und Druckseite als Wechseldrücke. Die so entstehende Frequenz nennt man Blattfolgefrequenz:

$$BFF = n \cdot z$$

mit der Drehzahl n in 1/s und der Schaufelzahl z des Rotors. Aufgrund der Wechselwirkung mit feststehenden Bauteilen, z.B. mit den Streben der Zarge, entstehen Interferenzklänge. Deren Frequenz errechnet sich aus dem Produkt der Blattfolgefrequenz mit der Anzahl der Streben. Beim Drehklang handelt es sich um eine Monopolquelle, verursacht durch den zeitlich veränderlichen Massenfluss. Nach Kapitel 5.2.1 wird hierfür eine Abhängigkeit von der 4. Potenz der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und damit der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors angegeben.

Das Strömungsrauschen wird verursacht durch Verwirbelungen zwischen dem strömenden Medium und den Laufradschaufeln oder umlenkenden und leitenden Elementen wie z. B. Leitschaufeln, Lüftungskanälen oder Abdeckgittern. Es handelt sich dabei um Dipolquellen, für die eine Abhängigkeit von der 6. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit vorliegt.

Die typischen Lüftergeräusche werden dementsprechend vorwiegend durch ein Gemisch aus Schallquellen des Typs Monopol- und Dipolquelle verusacht. In der Praxis wird daher oft mit einem Anstieg des Schallleistungspegels L mit der 5. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit u und mit einem proportionalen Anstieg mit der Lüfterfläche gerechnet:

$$L = L_0 + 50 \cdot \lg\left(\frac{u_2}{c_0}\right) + 10\lg\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot m^2}\right)$$

Berücksichtigt man, dass der Volumenstrom $\dot{V}$ proportional zur Umfangsgeschwindigkeit und zur Lüfterfläche ist, und die Druckdifferenz Δp proportional ist zum Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit, so lässt sich der obige Zusammenhang auch in die bekannte Beziehung nach Madison [2] umformen:

$$L = L_s + 10 \cdot \lg\left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_0}\right) + 20\lg\left(\frac{\Delta p}{\Delta p_0}\right)$$

Der spezifische Schallleistungspegel L_s ist abhängig von der Lüfter-Bauform und der konstruktiven Ausführung. Er kennzeichnet die akustische Güte des jeweiligen Typs.

Bei jeder Erhöhung der Drehzahl um 1 % steigt somit der Schallleistungspegel um 0,22 dB an (Kapitel 5.2.1). Dies stimmt auch gut mit Messungen überein, die für den Gesamtpegel einen Anstieg um 0,2 bis 0,25 dB(A) ergeben. So erscheint die Reduktion der Drehzahl als ein geeignetes Mittel zur Lärmreduzierung. Um die gleiche Lüfterleistung zu erzielen, muss dieser allerdings wieder größer ausgelegt werden. Dadurch steigen die Umfangsgeschwindigkeit und damit auch der Schallpegel wieder an. Ein optimales Geräuschverhalten zeigen Lüfter dementsprechend in ihrem strömungstechnischen Bestpunkt der Auslegung von Drehzahl und erzwungener Drucksteigerung.

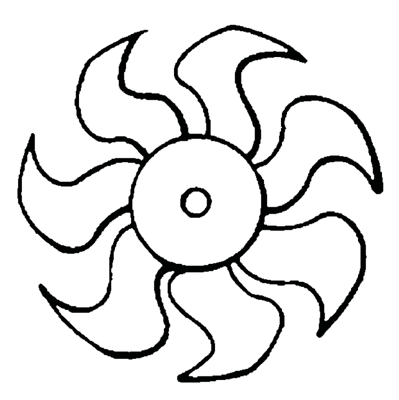


Bild 12-10: Axiallüfter mit unsymmetrischer Anordnung der Lüfterblätter und starker Pfeilung

Axiallüfter werden insbesondere für die Kühlung von Motoren in Kraftfahrzeugen eingesetzt. Bei langsamer Fahrt oder im Stand kann der erzeugte Lärm das Umgebungsgeräusch deutlich übersteigen. Daher wird erheblicher Aufwand in die aeroakustische Optimierung gesteckt. Erschwerend kommt dabei hinzu, dass die Einbautiefe in Axialrichtung aufgrund des knappen Bauraums im Vorderwagen in der Regel auf maximal 15 % des Blattradius begrenzt ist. Hinsichtlich des Geräuschspektrums sollten Pfeiftöne durch den Drehklang möglichst vermieden und ein breitbandiges Rauschspektrum mit niedrigem Pegel angestrebt werden. Als wirksame konstruktive Maßnahmen haben sich dabei die asymmetrische Aufteilung der Blätter sowie eine dreidimensional ausgebildete sichelförmig gepfeilte Blattgeometrie erwiesen (**Bild 12-10**). Neuerdings wird

auch mit fein strukturierten Oberflächen experimentiert, um den Drehklang zu minimieren.

Für die genaue Erfassung des Geräuschmusters im Betriebskennfeld wird ein akustischer Lüftersystemprüfstand benötigt. Hier kann die Geräuschemission bei allen beliebigen Betriebsparametern erfolgen und als 3D-Kennfeld (Schalldrucksummenpegel über Totaldrucksteigerung und Volumenstrom) dargestellt werden **(Bild 12-11)**. Von besonderem Interesse sind die Niveaus und Unstetigkeitsverläufe der Isodrehzahlen.

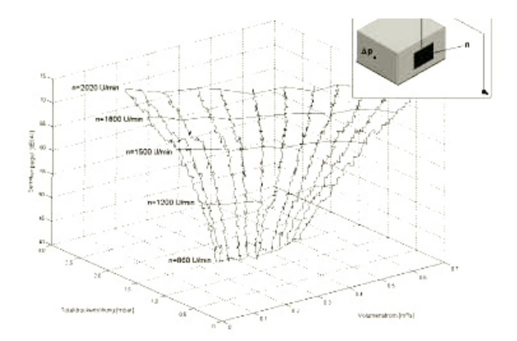


Bild 12-11: Geräuschmuster im Betriebskennfeld

Geräuschursachen können repetierende Druckwechsel am äußeren Umfang des Lüfterblattes, fehlende Steifigkeit der Lüfterzarge oder erhöhte Rastmomente des E-Motors sein. Bei geregelten Lüftern kann in vielen Fällen durch Ausblenden der Resonanzdrehzahlen ein kritischer Lüfterbetrieb vermieden werden.

Aeroakustische Berechnungsverfahren (CAA) erlauben Geräuschprognosen für Lüfter und Ausströmkanäle. Instabilitäten der Lüfterzargen oder Gehäuse können mit Hilfe von Schwingformanalysen sichtbar gemacht **(Bild 12-12)** und die Wirksamkeit lokaler Versteifungen geprüft werden.

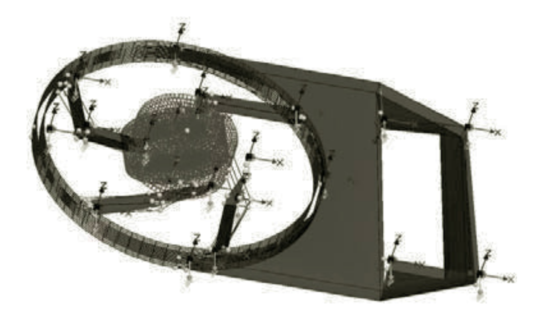


Bild 12-12: Betriebsschwingformanalyse Lüfterantrieb

Hilfreich bei der akustischen Optimierung ist das messtechnische Sichtbarmachen der Strömungsgeräuschquellen. Dies geschieht heute durch Anwendung der akustischen Kamera (Kapitel 16.2.3) oder mittels Intensitätsanalyse mit Rückrechnung in das Nahfeld der Teilquelle. Eine Aufnahme mit der akustischen Kamera macht die aeroakustischen Schwachstellen sichtbar und lässt Rückschlüsse auf Lärmminderungsmaßnahmen zu (**Bild 12-13** bis **Bild 12-14**).

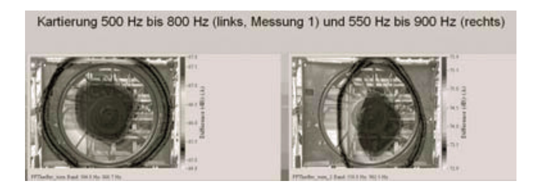


Bild 12-13: Elektromotorgeräusch

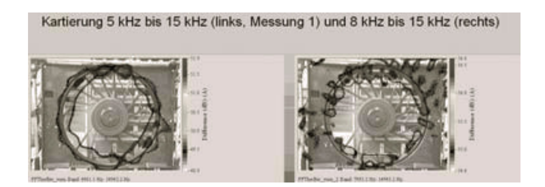


Bild 12-14: Strömungswirbel am Umfang

12.3 Fahrzeugklimatisierung

Der Marktanteil bei Fahrzeugklimaanlagen steigt ständig. So gehört die Klimaanlage ab der Fahrzeugmittelklasse heute bereits zur Serienausstattung. Geräuschpegel, Luftströmung und Energieverbrauch sind wesentliche Faktoren, die die Konzeption eines Klimageräts bestimmen. Die Geräusche von Klimaanlage und Gebläse beeinträchtigen den Komfort der Fahrzeuginsassen und verlangen nach einer ständigen Verbesserung der Klimaakustik zur Verringerung störender Nebengeräusche im Fahrzeug. Dabei geht der Trend zu geräumigeren Fahrzeuginnenräumen mit größeren Glasflächen, wodurch größere Luftmassen in den Fahrgastraum geführt werden müssen. Die Anforderungen an die Klimaleistung nehmen zusätzlich durch die gesteigerte Zahl der elektronischen Funktionen und dem damit einhergehenden ansteigenden Gesamtenergiebedarf aller elektrischen Verbraucher im Fahrzeuginnenraum zu. Bei der akustischen Auslegung und Integration der Klimaanlage ins Fahrzeug sind sowohl die Komponenten des Kältekreislaufs als auch die Luftführung und das Gebläse zu betrachten. In **Bild 12-15** sind die Bauteile des Kältekreislaufs einer Fahrzeugklimaanlage dargestellt.

Die Geräuschemission ist abhängig von der konzeptionellen Systemauslegung. Analog zu Hydrauliksystemen treten mechanische und strömungsbedingte Geräusche auf **(Bild 12-16)**. Bei Kolbenkompressoren mit Magnetkupplungen können beim Einschalten

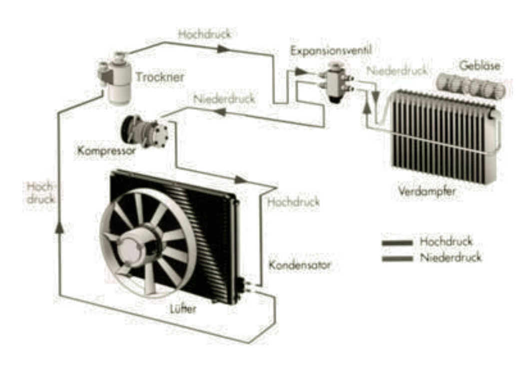


Bild 12-15: Kältekreislauf der Klimaanlage

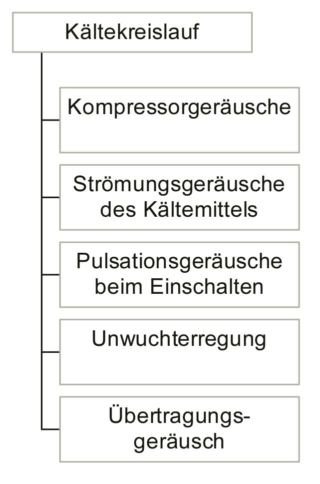


Bild 12-16: Geräuschquellen des Kältekreislaufes

der Klimaanlage Impulsgeräusche erzeugt werden. Ursache sind das Anziehen der Magnetkupplung und der damit emittierte Körperschallimpuls, welcher sich auf das Gehäuse und den Anbauort am Verbrennungsmotor oder der Karosserie überträgt. Weiterhin kann es aufgrund des schlagartigen Verdichtens von Kondensatrückständen des Kältemittels, welche sich beim Ab- und Wiedereinschalten des Kompressors auf der Saugseite bilden, zu Verdichtungsstößen kommen. Die Ungleichförmigkeit der Verdichtung und damit auch der Pulsationsgeräusche im Lastbereich wird durch die konstruktive Zylinder- und Ventilanordnung, aber auch durch den drehungleichförmigen Antrieb des Verbrennungsmotors hervorgerufen. Drehschwingungen führen zu erhöhter Pulsations- und Körperschallabstrahlung des Kompressors, welche durch die Schallnebenwege der Leitungen in den Fahrzeuginnenraum eingeleitet werden. Die Schallemission des Klimakompressors ist lastabhängig und kann in einem Betriebskennfeld, gebildet aus Kompressordrehzahl und Verdichtungsdruck des Kältekreislaufes aufgespannt werden. **Bild 12-17** zeigt das akustische Muster des Immissionspegels im Fahrgastraum bei einer ausgewogenen Kompressorabstimmung in Fehlfarbendarstellung.

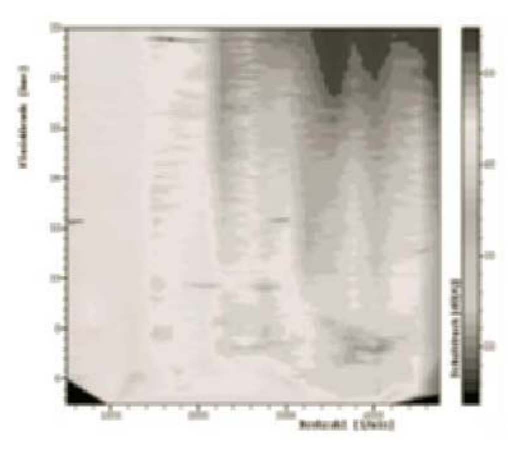


Bild 12-17: Akustisches Muster eines Kompressors

Bei rückwirkungsfreien Leitungsnetzen steigt mit Drehzahl und Druck auch der Geräuschpegel kontinuierlich an. Er sollte durch das Verbrennungsmotorgeräusch maskiert werden. Um diese Geräuschverdeckung zu erreichen, werden im Einzelfall auch Schalldämpfer, sogenannte Muffler, an den Kompressor angebaut (**Bild 12-18**). Eine optimale Geräuschminderung kann nur durch Anbringen des Mufflers im Umfeld des Saug- bzw. Druckanschlusses des Kompressors erfolgen. Weiterhin kann das Mufflervolumen durch Integration in das Kompressorgehäuse minimiert werden. Eine Androsselung der Druckseite führt zwar zu einer Geräuschminderung der Kompressorordnungen, aber auch zu einer Verringerung der Kälteleistung. Kolbenspeicher oder Schlauchresonatoren müssen auf das Gesamtsystem abgestimmt werden um eine pulsationsmindernde Wirkung zu erreichen.



Bild 12-18: Muffler zur Geräuschminderung

Die thermodynamische Auslegung des Kältekreislaufes basiert auf der Expansion des Kältemittels und der damit verbundenen Wärmeaufnahme beim Verdampfen. Die Drosselung erfolgt am Expansionsventil als Entropiezunahmen bei annähernd konstanter Enthalpie. Akustisch gelten hier die Gesetzmäßigkeiten der adiabaten Düsenströmung, mit der Folge eines überkritischen Druckabbaus und dem Ausströmen bei Schallgeschwindigkeit. Aufgrund dieser hohen Geschwindigkeit kommt es zu Strömungsgeräuschen. Pfeiftöne aufgrund periodischer Wirbelablösungen sind in der Amplitude und Frequenzverteilung Funktionen der Strömungsgeschwindigkeit. Die Frequenzlage der maximalen Schallleistung ist direkt proportional zum Quotienten aus Strömungsgeschwindigkeit und wirkenden Düsendurchmesser. Proportionalitätskonstante ist hierbei die Strouhalzahl. Bei laminarer Auströmung entstehen nahezu keine Geräusche, mit zunehmendem Turbulenzgrad steigt der Schallleistungspegel jedoch mit der 8. Potenz der Strömungsgeschwindigkeit rasch an (Kapitel 5.7.6). Zischgeräusche entstehen bei tropfenförmigem Düsenaustritt des Kältemittels und anschließendem schlagartigen Verdampfen beim Auftreffen an der Wandung des Kondensators.

Das Lüftungsgebläse für den Fahrzeuginnenraum ist im Heizklimagerät integriert **(Bild 12-19)**. Es gehört zu den Mechatroniksystemen, welche permanent in Betrieb sind und bei Klimaautomatiksystemen kaum durch den Fahrer bedient werden müssen. Der notwendige Heiz- oder Kühlstrom wird automatisch geregelt und damit auch die Gebläsedrehzahl und Ausströmung in die einzelnen Klimakanäle, bzw. Umluftwege.

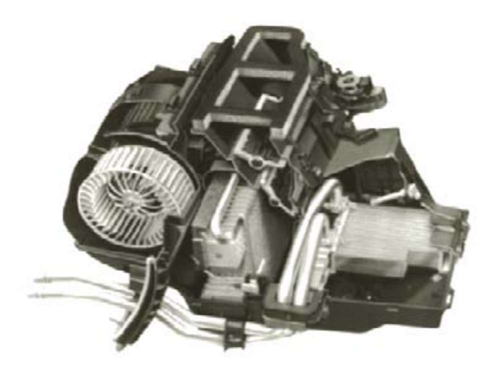


Bild 12-19: Lüftungsgebläse im Heiz-/Klimagerät

Je nach Temperaturwunsch des Fahrers wird der Luftstrom im Heiz/Klimagerät über die Wärmetauscher der Heizung oder den Kondensator der Klimaanlage geleitet. Dies hat zur Folge, dass unterschiedliche Kanalresonanzen durch stehende Wellen angeregt werden oder sich Hohlraumresonanzen ausbilden. Große Freiflächen am Gehäuse neigen zu lokalen Membranschwingungen. Mittels einer Intensitätskarte können die Gehäuseabstrahlungen sichtbar gemacht werden **(Bild 12-20)**.

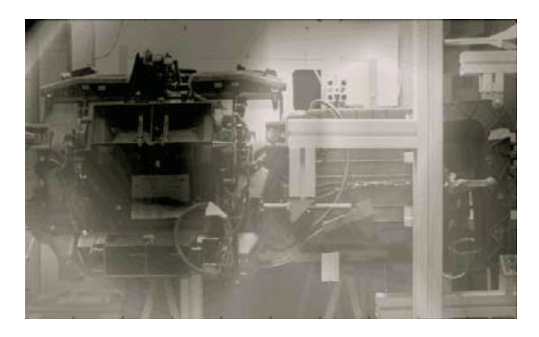


Bild 12-20: Schallintensitätskarte Heiz-/Klimagerät

Weiterhin kann auch eine Körperschallanregung verursacht durch Motorschwingungsübertragung der Klimaleitungen am Druck- bzw. Saugrohrflansch erfolgen. Dieser Schalleinleitungspfad ist bei Fahrzeugen der Oberklasse dominant und kann den Gesamtgeräuschverlauf deutlich beeinträchtigen. Das Heiz/Klimagerät (IHKA), mit seinen Anbindungen an die Karosserie und den Verbindungen zu allen Lüftungskanälen, stellt eine optimale Geräuschverteilung und Abstrahlung in den Fahrzeuginnenraum dar **(Bild 12-21)**. Die Verwendung von Schlauchbögen als Formschlauch zur Reduzierung der Schallweiterleitung ist besonders Bauraum sparend. Eine Körperschallentkoppelung des Verdampfers und des Heizregisters muss hinsichtlich einer Behinderung des Kondensatablaufs geprüft werden.

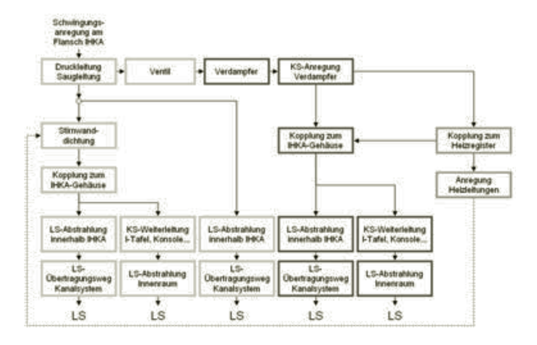


Bild 12-21: Geräuschweiterleitung Heiz-/Klimagerät

Das Abkühlen des Fahrgastraumes im Sommer bei Inbetriebnahme des Fahrzeugs durch ein Klimaautomatiksystem hat das Ziel, die Innentemperatur schnell abzusenken. Empfindliche Insassen hinsichtlich Zug und Geräusch, brechen das Automatikprogramm ab. Der Eingriff in das Automatikprogramm hängt von der Geräuschemission des Heiz/Klimagebläses, der

wahrnehmbaren Kopftemperaturänderung pro Zeit und der Stärke des Luftzuges ab. Diesem fundamentalen Zusammenhang wird Rechnung getragen, durch die Wahlmöglichkeit des Fahrers unterschiedliche Automatikkennlinien festzulegen. Die Schwellwerte bei Klimabeharrung für den Fahrereingriff in das Automatikprogramm bei Fahrzeugen der Oberklasse liegen bei ca. 25 °C Kopftemperatur und 50 dB(A) Gesamtpegel Gebläserauschen **(Bild 12-22)**.

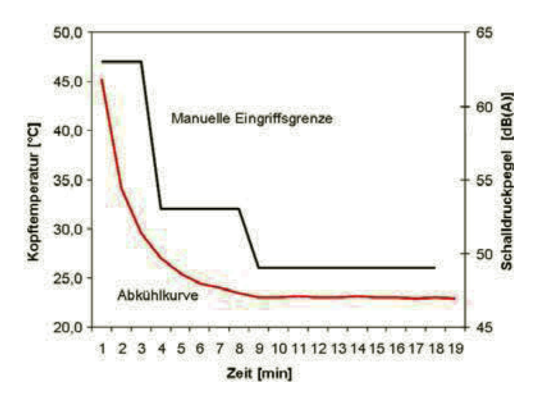


Bild 12-22: Manuelle Eingriffsgrenzen in das Automatikprogramm infolge der Geräuschentwicklung

12.4 Lenkungssystem

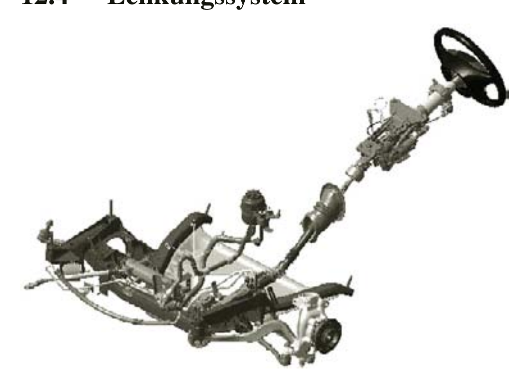


Bild 12-23: Lenksystem

Innerhalb der mechatronischen Systeme kommt den Lenkungssystemen eine bedeutende Stellung zu, prägen sie doch wesentlich das Fahrgefühl. Der Zielkonflikt zwischen Komfort, Agilität und Fahrbahnrückmeldung wird heute bis ins Kleinwagensegment durch Servolenkungen aufgelöst. Diese bieten eine Lenkkraftunterstützung, welche nur noch geringe Lenkkräfte des Fahrers erfordert. Bei den meisten heute auf dem Markt erhältlichen Fahrzeugen mit Servolenkung wird die Kraft zur Lenkunterstützung durch hydraulische Systeme bereitgestellt. Dabei liefert eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Hydraulikpumpe den erforderlichen Systemdruck für den servohydraulischen Aktor. Aus Kraftstoffverbrauchsgründen werden diese Systeme in Zukunft vermehrt durch elektromechanische Lenksysteme ersetzt werden. Bei diesen wird die erforderliche Lenkkraftunterstützung direkt durch einen Elektromotor aufgebracht. Neben dem geringeren Energiebedarf besitzen die elektromechanischen Lenkungen auch den Vorteil, dass die Lenkungsabstimmung weitgehend auf Software-Ebene erfolgen kann. Probleme bereitet hier allerdings noch die begrenzte Leistungsfähigkeit des 12 V Bordnetzes. Dadurch können die erforderlichen Lenkkräfte für schnelle Lenkwinkeländerungen insbesondere bei großen Fahrzeugen nur bedingt bereitgestellt werden.

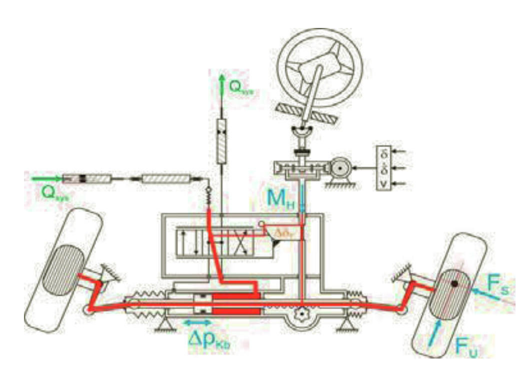


Bild 12-24: Hydraulikkreislauf Lenkhilfe

In einer nächsten Entwicklungsstufe kommen derzeit insbesondere bei Fahrzeugen im oberen Marktsegment auch aktive Lenkungssysteme zum Einsatz, welche an den gelenkten Rädern auch vom Fahrwunsch des Fahrers abweichende Lenkwinkel ermöglichen. Eine derartige Überlagerungslenkung wurde erstmals von BMW in Zusammenarbeit mit ZF-Lenksysteme unter dem Namen „Active Front Steering AFS“ auf den Markt gebracht. Dabei werden mittels eines Überlagerungsgetriebes durch einen geregelten E-Motor fahrzustandsabhängige Lenkwinkelbewegungen zur Lenkbewegung des Fahrers addiert oder subtrahiert. Das System kombiniert dabei gleichzeitig die servohydraulische Lenkkraftunterstützung mit der elektromotorisch geregelten Lenkwinkelüberlagerung.

Abhängig von der Ausführungsform des Lenksystems können damit in einem Lenksystem neben den klassischen vibroakustischen Phänomenen auch hydroakustisch und elektrisch induzierte Störgeräusche auftreten. In **Bild 12-25** sind die wesentlichen Schallquellen aufgeführt.

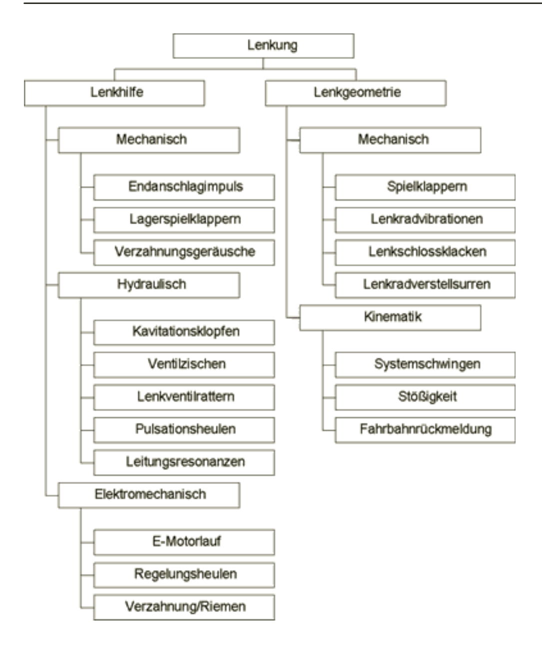


Bild 12-25: Potentielle Schallquellen in einem aktiven Lenksystem

Die endgültige akustische Abstimmung und Optimierung des Lenkungssystems erfolgt im Gesamtfahrzeug. Bei der frühzeitigen fahrzeugunabhängigen akustischen Qualifizierung von Komponenten muss immer die Korrelation zum Gesamtfahrzeug gewährleistet sein. An allen Schnittstellen werden dazu die dynamischen Kräfte oder Körperschallbeschleunigungen messtechnisch erfasst. Die zugehörigen Anbindungsimpedanzen der Karosserie werden entweder

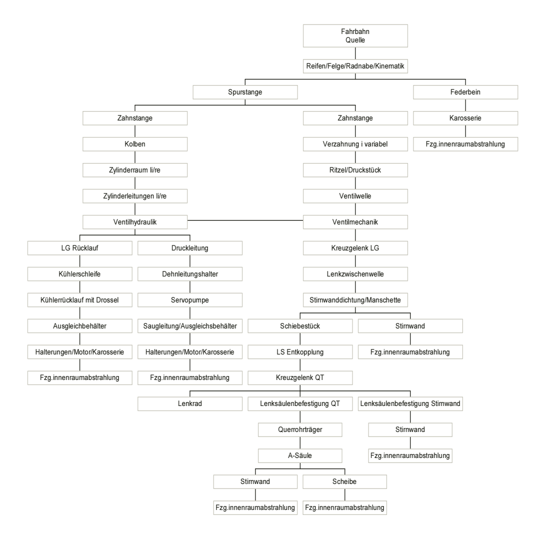


Bild 12-26: Schallflussplan bei Straßenanregung

berechnet oder in zeitlicher Phasenbeziehung zueinander gemessen. Eine erste akustische Immissionsbewertung kann dann durch Verrechnen der Komponentenmesswerte mit der virtuellen Karosserie erfolgen. Sind als Basis Zeitdaten vorhanden, kann das Ergebnis auch hörbar gemacht werden und erschließt sich damit auch einer subjektiven Beurteilung durch Hörsitzungen in Form von Jurytests.

Der akustische Einfluss einzelner Bauteile innerhalb des gesamten Lenksystems ist abhängig von der Problemstellung, bzw. der Anregung. In **Bild 12-26** ist beispielhaft der Schallflussplan eines Lenkungssystems bei Straßenanregung aufgezeigt. Kommt es zu impulsförmigen Anregungen des Rades, kann dies zu Klappergeräuschen führen, welche ihren Ursprung sowohl im mechanischen Spiel der Zahnstangenführung als auch in Kavitationseffekten im hydraulischen Rücklauf haben kann (hydraulisches Klappern).

12.4.1 Kavitationsgeräusche

Unter Kavitation versteht man den Vorgang der Bildung und des schlagartigen Zusammenfallens von Dampfblasen in strömenden Flüssigkeiten. Kavitation tritt in hydraulischen Systemen auf, wenn beispielsweise aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten der hydrostatische Druck lokal auf einen kritischen Wert absinkt, der in etwa dem Dampfdruck der Flüssigkeit entspricht. Es bilden sich dann kleine mit Gasen gefüllte Blasen, die mit der strömenden Flüssigkeit schließlich in Bereiche höheren Druckes gelangen und dort zusammenstürzen. Bei der Blasenimplosion entstehen im Inneren der Blase und in ihrer näheren Umgebung hohe Druckspitzen. Neben Pumpenlaufrädern sind vor allem Drosselventile besonders kavitationsgefährdet, da hier der statische Druck an der Drosselstelle schon bei moderaten Betriebsverhältnissen in Bereiche gelangen kann, in denen die Flüssigkeit zu kavitieren beginnt.

Die durch die Blasenimplosionen induzierten Druckspitzen verursachen neben der gefürchteten Materialerosion auch ein intensives charakteristisches Geräusch. Die theoretischen Ansätze zur Klärung der Geräuschentstehung gehen von einzelnen Blasen aus, die in einer unendlich ausgedehnten Flüssigkeit konzentrisch implodieren und sich gegenseitig nicht beeinflussen. Die Kavitationsblase kann dann als Kugelstrahler 0. Ordnung (Monopolquelle) betrachtet werden. Diese Betrachtung ist aber nur für die beginnende Kavitation gültig. Bei fortgeschrittener Kavitation beeinflussen sich die Gasblasen gegenseitig. Bis heute ist es nicht gelungen, die äußerst komplexen Zusammenhänge der Schallentstehung in der Kavitationszone hinter einem Drosselventil für verschiedene Medien- und Druckverhältnisse geschlossen zu beschreiben.

Im Hydraulikkreislauf der Lenkhilfe kann es infolge von Kavitation zu sogenanntem „hydraulischem Klappern“ kommen. Dieses entsteht vorwiegend bei Kreisfahrt im Geschwindigkeitsbereich von 5 bis 20 km/h bei gleichzeitigem Überfahren von Bodenwellen. Aufgrund der mechanischen Anregung entstehen hydraulisch-mechanische Wechselwirkungen mit starken Druck- und Volumenstromschwankungen im Rücklaufsystem der Lenkungshydraulik (**Bild 12-24**). Dabei kann der Druck am Lenkgetriebeausgang so stark absinken, dass Hydraulikflüssigkeit verdampft, welche nach kurzer Zeit schlagartig wieder kondensiert (Kavitation). Die beim Implodieren der Gasblasen entstehenden Druckspitzen können in einem nicht optimierten hydraulischen Rücklauf bis zu 100 bar erreichen. In **Bild 12-27** ist der Druckabfall im Unterdruckbereich bis zur Dampfdruckgrenze mit dem anschließenden hohen Druckimpuls deutlich sichtbar. Dieser führt zur Körperschallanregung der Bauteile, was sich wiederum akustisch im Fahrzeug als „Klappern“ bemerkbar macht. Das Geräusch ist auch deshalb so unangenehm, weil es sich wie das Klappern von Losteilen im Fahrwerksbereich anhört.

Durch Abstimmung der dynamischen Volumenzunahme sowie des Staudruckes im Rücklauf kann das Geräusch vermieden werden. Dazu wird dem Lenkventil eine hydroakustische Kapazität nachgeschaltet. Es muss darauf geachtet werden, dass es als Folgeerscheinung dieser Maßnahme nicht zu Regelsysteminstabilitäten kommt, welche sich als Ratterschwingungen beim Durchlenken bemerkbar machen.

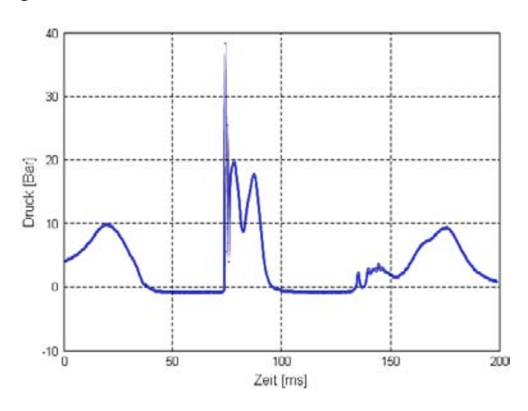


Bild 12-27: Druckimpuls infolge von Kavitation bei nicht abgestimmtem hydraulischem Rücklauf

12.5 Bremssystem

Moderne Fahrwerke weisen eine Fülle von Komfort- und Fahrsicherheitsfunktionen auf, welche Bremseneingriffe beinhalten und heute bei Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse zur Serienausstattung gehören. Zu den Komfortfunktionen gehören Aktive Abstandskontrolle und An- bzw. Abfahrhilfe am Berg. Die Fahrsicherheitsfunktionen werden durch das Antiblockiersystem und durch Traktions- und dynamische Stabilitätskontrolle erfüllt.

Bremsinduzierte Schwingungen und Geräusche stellen in erster Linie ein Komfortproblem dar, das sich vielfach durch erhebliche Kosten bei der Bearbeitung von Reklamationen bemerkbar macht. In den meisten Fällen sind damit keine sicherheitsrelevanten Funktionseinschränkungen verbunden. Allerdings sind auch Fälle bekannt, bei denen Fahrer, z.B. durch Rubbelsymptome verunsichert, die Bremse gelöst und dadurch einen sicherheitskritischen Zustand provoziert haben. Um diese Probleme zu vermeiden, entfallen große Teile des Entwicklungsaufwandes für Bremsen auf die Vermeidung von störenden Schwingungen.

In **Bild 12-28** ist eine Klassifizierung der Schwingungserscheinungen sowohl hinsichtlich des Auslösemechanismus (selbsterregte oder fremderregte Schwingung) als auch nach dem relevanten Frequenzbereich des Phänomens vorgenommen.

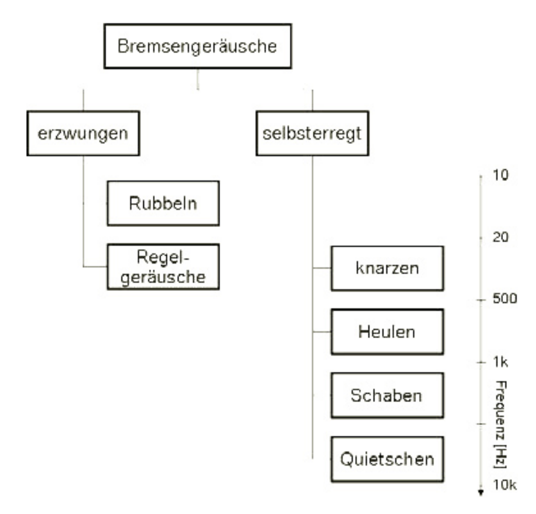


Bild 12-28: Klassifizierung von Bremsengeräuschen

Rubbeln (judder) und Regelgeräusche haben ihre Ursache in erzwungenen Schwingungen aufgrund periodischer Bremsmomentschwankungen. Aufgrund des niedrigen Frequenzbereiches handelt es sich um eine Kombination aus Vibrationen und begleitenden Geräuschen. Knarzen (groan), Heulen oder Muhen (moan) und Quietschen (squeal) sind selbserregte Schwingungsphänomene im akustischen Bereich aufgrund dynamischer Instabilität des Bremssystems. Sie treten vorrangig bei geringen Verzögerungen und Geschwindigkeiten unter 15 km/h auf. Beim Knazen ist die Instabilität auf abwechselndes Haften und Reiben (stick-slip, Kapitel 13.1.2) zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe zurückzuführen. Beim Quietschen liegt die Ursache der Instabilität in zyklischen Änderungen der Normalkraft zwischen Belag den Reib-

partnern infolge von Schwingungen der Bremsscheibe. Daher ist die Quietschfrequenz auch unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Schaben entsteht aus den hochfrequenten Schwingungen durch stochastisch variierende Amplituden.

12.5.1 Regelgeräusche

Die Regelgeräusche der Sicherheitsfunktionen (ABS) sind akustisch untergeordnet. Jedoch kann auch hier nicht auf eine akustische Auslegung verzichtet werden, kommt es doch gerade auf Fahrbahnen mit Niedrigreibwerten bei regennasser oder vereister Oberfläche leicht zu Irritationen des Fahrers. Eine moderate akustische Rückmeldung ist gewünscht, welche den Regeleingriff signalisiert aber den Fahrer nicht zu Schreckreaktionen verleitet. Akustisch besonders kritisch sind Regelungen bei geringem Druck im Komfortbereich, da meist nur einzelne Räder betroffen sind und der Fahrer keinen Regeleingriff erwartet. Dieser lässt sich aber beispielsweise bei schneebedeckter Fahrbahn nicht vermeiden. Ursächlich ist der zu geringe Druckunterschied zum Blockierdruck beim Radbremsen und der zu große Druckunterschied nach dem Blockieren zum Anlaufen des Rades. Wirksame Geräuschminderungsmaßnahmen an der Regelhydraulik sind der Verbau von mehrzylindrigen Kolbenpumpen mit großen Kolbenquerschnitten bei geringen Hüben und niedrigen Drehzahlen. Sekundär können vereinzelt auch Pulsationsdämpfer Abhilfe schaffen. Proportionalventile und eine Begrenzung des Druckgradienten ermöglichen die Regelung von geringen Differenzdrücken im Feinsteuerbereich und vermeiden damit hohe Pulsgeräusche. Vom Regelprinzip sind hier Druckdifferenzregelungen günstiger als Volumenstromregelungen. Um unnötige Regelungen und damit einher gehende geräuschrelevante Druckänderungen möglichst zu vermeiden, muss ein Optimum der Taktzeit gefunden werden. So sind kurze Taktzeiten bei der schnellen dynamischen Stabilitätskontrolle notwendig, aber für eine Antiblockierbremsung überzogen. Desweiteren müssen alle Karosserieanbindungspunkte der Bremsenhydraulik auch hinsichtlich ausreichender Körperschallisolation ausgelegt werden.

12.5.2 Rubbeln

Bremsrubbeln stellt eine erzwungene Schwingung dar, die bei leichten bis mittleren Verzögerungen aus hohen Geschwindigkeiten auftritt. Rubbeln entsteht infolge von zyklischen Schwankungen der Normalkraft zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag. Als Folge daraus ergibt sich eine Bremsmomentschwankung, die Fahrwerk und Aufbau zu Schwingungen anregt. Die Rubbelfrequenz ist proportional zur Raddrehzahl n und damit abhängig von der Fahrgeschwindigkeit v und dem dynamischen Rollradius r_{dyn}:

$$n = \frac{v}{2 \cdot r_{dyn} \cdot \pi}$$

Bei 100 km/h Fahrgeschwindigkeit und einem dynamischen Rollradius von 300 mm ergibt sich beispielsweise eine Frequenz von 14,7 Hz. Diese Frequenz liegt nahe an der Radresonanz und im Bereich der Achsresonanzen (Kapitel 4.1.1). Beim Durchlaufen dieser Resonanzen während der Verzögerung des Fahrzeugs kann das Rubbelphänomen eine deutliche Verstärkung erfahren. Aufgrund der tieffrequenten Lage der Rubbelfrequenzen handelt es sich in erster Linie um Vibrationen im Fahrzeug und erst in zweiter Linie um ein akustisches Phänomen. Es macht sich vielfältig bemerkbar in Form von Bremspedalpulsationen, Lenkraddrehschwingungen, Anregung von Sitz und Fahrzeugboden sowie durch Fahrzeuglängsschwingungen und wird durch brummende und dröhnende Geräusche begleitet. Infolge dieser Phänomene wird der Komforteindruck stark getrübt.

Beim sogenannten Kaltrubbeln werden die Bremsmomentschwankungen hauptsächlich durch Dickenvariation der Bremsscheibe verursacht (disk thickness variation, DTV). Im Segment der Premiumfahrzeuge werden daher Bremsscheiben mit DTV-Neuwerten bis unter 10 μm eingesetzt. Im Betrieb kann es zusätzlich durch Scheibenschlag (sideface runnout, SRO) zu offbrake generierten Dickenschwankungen kommen. Abhilfemaßnahmen sind neben der Vorgabe von Bauteiltoleranzen das Einengen der Systemtoleranz im Zusammenbau durch Matchen. Da dieses aber kostenintensiv ist, kommt es zumeist nur für akute Serienprobleme in Betracht. In der Oberklasse wird neuerdings auch die Technologie der schwimmenden Lagerung des Reibrings eingesetzt. Beim Reibbelag selbst können zwei Strategieen verfolgt werden: durch geringe Abrasivität den Kaltabtrag zu minimieren, oder durch starken Verschleiss eine entstehende DTV schnell wieder einzuebnen. Im Gegensatz zum Kaltrubbeln wird das Heißrubbeln durch thermisch bedingte Veränderungen der Scheibengeometrie bei Dauerbremsung oberhalb von 450 °C Scheibentemperatur ausgelöst. Durch ungleichmäßige Reibung entstehen Zonen lokaler Überhitzung (hot spots), welche wiederum eine Verformung des Reibrings nach sich ziehen können. Eine günstige thermische Gestaltung und Materialwahl der Bremsscheibe kann diesen Effekt minimieren.

Bei identischen Bremsmomentschwankungen können unterschiedliche Achskonstruktionen und Lenkungen zu sehr unterschiedlichem Fahrzeugverhalten führen. Die Analysen der Schwingvormen von Achskonstruktionen und Lenkungen im rubbelrelevanten Frequenzbereich bis ca. 20 Hz erlaubt eine Abschätzung des Einflusses von veränderten geometrischen und elastokinematischen Parametern auf das Rubbelverhalten [4].

12.5.3 Quietschen

Die Aufgabe der Fahrzeugbremse ist es, die kinetische Energie des Fahrzeuges durch Reibung zu dissi-

pieren. Hierbei ist sie hohen Belastungen ausgesetzt, und oftmals wird die Bremse zu Schwingungen angeregt. Diese reibungserregten Schwingungen weisen Frequenzen zwischen 1 und 5 kHz auf und werden als Bremsenquietschen bezeichnet. Da das Bremsenquietschen vorwiegend bei langsamer Fahrt auftritt, wird es auch kaum durch andere Fahrgeräusche überdeckt und stellt daher ein besonderes Komfortproblem dar. Besonders bei Automatikfahrzeugen kann es bei Komfortbremsungen bis in den Stillstand des Fahrzeuges leicht zu diesem Phänomen kommen.

Der Grund für das Bremsenquietschen in Scheibenbremsen sind selbsterregte Schwingungen, die durch eine von den Reibkräften verursachte Instabilität hervorgerufen werden. Die Gründe für die Instabilität werden auf verschiedene Art erklärt. So ist seit langem bekannt, dass eine negative Steigung der Reibcharakteristik diese Instabilität hervorrufen kann, andererseits ist aber auch bekannt, dass selbsterregte Schwingungen in Bremsscheiben auch dann auftreten, wenn keine negative Reibcharakteristik vorliegt. Änderungen der Reibkraft durch sich ändernde Kontaktgeometrie oder Flatter-Instabilitäten bei konstanter Reibkraft kommen in diesen Fällen als Ursache in Betracht.

Physikalisch sind für die Schallemission der Bremsscheibe beim Quietschen die so genannten Out-of-plane-Schwingungen verantwortlich. Dabei schwingt die Reibringfläche der Bremsscheibe senkrecht zur Scheibenebene **(Bild 12-29)**. In erster Näherung kann man die Bremsscheibe dabei als kreisförmige Kirchhoffsche Platte mit starrer Nabe und frei schwingendem äußerem Rand betrachten. Die ersten Eigenfunktionen und Eigenfrequenzen der relevanten Biegemoden lassen sich für diesen Fall auch analytisch bestimmen (Kapitel 6.1.1).

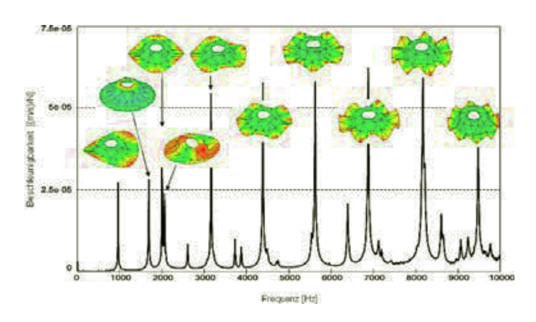


Bild 12-29: Gemessene Schwingmoden einer Bremsscheibe

Die Anregung der Bremsscheibe erfolgt „in-plane“ infolge wechselnder Reibkräfte zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag. Alle Bauteile der Radbremse werden dabei angeregt und können Eigenschwingungen aufbauen. Zur kritischen Schallemission kommt es nur bei einer ungünstigen Wechselwirkung der miteinander gekoppelten In-plane- und Out-of-plane-Eigenschwingungen von Bremssattel und der Bremsscheibe. Eine genaue Bestimmung und gezielte Gestaltung der Eigenmoden durch Variation von Bauteilgeometrien und Materialparametern ist deshalb eine wichtige Vorraussetzung um Quietschgeräusche zu unterdrücken.

Hochfrequente Schwingmoden lassen sich messtechnisch wegen der geringen modalen Masse nur berührungslos fehlerfrei erfassen. Zum Einsatz kommen Holographie oder das Laserscanning-Messverfahren. Durch den Einsatz von drei Messköpfen kann berührungslos und rückwirkungsfrei das gesamte dreidimensionale Schwingverhalten an allen optisch zugänglichen Punkten des Testobjektes erfasst werden.

In neuerer Zeit wird auch an Regelungssystemen zur aktiven Unterdrückung des Bremsenquietschens gearbeitet. Dabei werden Bremsbeläge mit integrierten piezokeramischen Elementen (smart pads) eingesetzt, die sowohl das Schwingverhalten der Bremsscheibe sensieren wie auch als Aktoren Gegenkräfte aufbringen können [3].

12.6 Biegeschlaffe Leitungen

Als Hauptschallübertragungspfade im Fahrzeug gelten die Aggregatelagerungen von Motor und Getriebe sowie die Luftschalldämmung der Karosserie. Alle weiteren Schallpfade werden als Schallnebenwege bezeichnet und überwiegend durch biegeschlaffe Leitungen gebildet. Bei Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse ist der Schalleintrag in den Fahrzeuginnenraum über die Schallnebenwege dominant. Ursache hierfür sind die kontinuierliche Antriebsgeräuschreduzierung, die steigende Anzahl von Nebenaggregaten und der gestiegene Anspruch des Kunden an die Fahrzeuginnenraumakustik. Je nach Fahrzeugkonzept erfolgt der Schalleintrag durch die hydraulischen Schlauchleitungen der Lenkhilfe, Kühlmittelleitungen der Klimaanlage oder durch Strom führende Elektrokabel. Besonders kritisch sind hierbei immer die Verbindungsleitungen zwischen den Karosserieaggregaten und den mit dem Verbrennungsmotor verbundenen Hilfsaggregaten. Die Leitungen übertragen den Körperschall der Funktionsgeräusche der Aggregate ebenso wie auch die dominanten Ordnungen des Motorgeräusches. Eine ausgewogene Innenraumakustik ist deshalb nur möglich, wenn man schon in der Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung die Schallnebenwege entsprechend auslegt [7]. In **Bild 12-30** sind die wichtigsten Leitungen in der Silhouette einer Fahrzeugaußenkontur grafisch dargestellt. Deutlich erkennbar ist die Vielzahl der sich hieraus ergebenden potentiellen Schallnebenwege.

Ein besonderes Problem stellen in diesem Zusammenhang alle hydroakustischen Geräuschquellen dar. In Brems-, Einspritz- und Hydrauliksystemen moderner Fahrzeuge erzeugen die eingesetzten Pumpen und

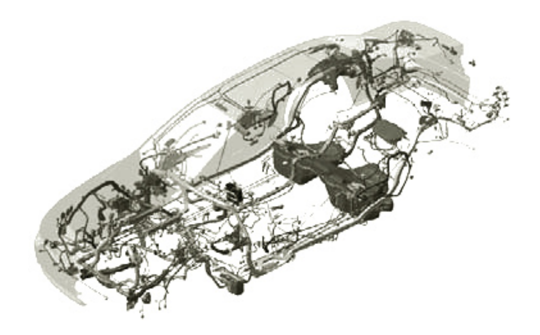


Bild 12-30: Leitungen in einem Fahrzeug

Ventile auch Hydroschall, der sich in den flexiblen Leitungen ausbreitet. Die Kopplung mit der Leitungswand führt im Automobil zu Strukturschwingungen, die mit unerwünschten Geräuschen und sogar einer Beeinträchtigung der Funktion einhergehen können. Deshalb sind Maßnahmen zur Schallreduktion erforderlich. Hierzu gehören etwa Fluidschalldämpfer, Resonatoren und Dämpfungselemente, aber auch die isolierte Lagerung der Leitungen an der Karosserie ist notwendig, um Schwingungseinwirkungen zu minimieren. Aktive Maßnahmen zur Schallreduktion, beispielsweise durch Einbringen von Gegenschall in die Leitungen, wurden ebenfalls bereits vielfach untersucht.

Exemplarisch wird hier auf die Schallausbreitung über die Dehnschlauchleitungen einer hydraulischen Wankstabilisierung (Dynamic Drive®), näher eingegangen. Selbst lärmgeminderte Hydraulikpumpen emittieren je nach angeschlossenem Leitungsnetz Druckpulsationen von 1 bis 10 bar. Vergleicht man diesen Fluidschall mit der Hörschwelle im Luftschall, so würden sich Schalldruckpegel von 170 bis 190 dB ergeben. Ein Großteil der Pegelminderung geschieht bereits bei der Umwandlung des Fluidschalls in sekundären Körperschall des Ventilblockes. Ein weiterer Teil der Isolation erfolgt durch die Durchgangsdämmung der akustisch/mechanischen Übertragungsfunktion der Karosserie in den Fahrzeuginnenraum. Die noch verbleibende notwendige Einfügedämmung der Pumpenpulsation von 20 bis 40 dB, wird durch die akustische Abstimmung der druckseitigen Dehnschlauchleitung erreicht. Die Auswirkung der Leitungsabstimmung auf den im Fahrzeuginnenraum hörbaren Drehklang der Kolbenpumpe ist in **Bild 12-31** zu sehen.

Neben der hydroakustischen Druckpulsationsübertragung ist die Bedeutung der Schlauchleitungen auch für die Körperschallweiterleitung des Motorengeräusches von großer Bedeutung. So wird das Klangbild des Verbrennungsmotors im Fahrzeug-Innenraum nicht nur durch die Auslegung der Aggregatlagerung, sondern auch durch die Verlegung der Schlauchleitungen maßgeblich mit beeinflusst. Eine akustisch

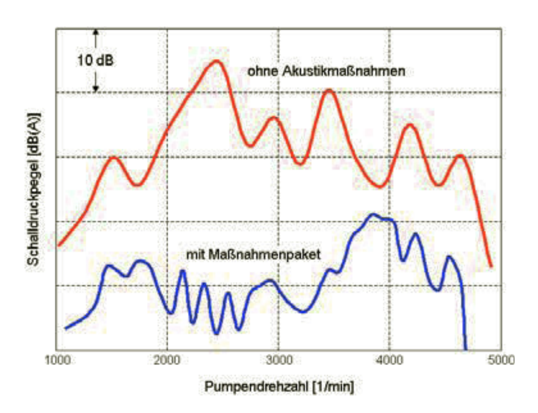


Bild 12-31: Pegelminderung bei der Geräuschübertragung durch Leitungsabstimmung

günstige Verlegung bedingt allerdings eine frühzeitige Festlegung des entsprechenden Layouts im Fahrzeugpackage. Die endgültige Abstimmung der Schallnebenwege erfolgt dann im Akustikversuch in einer relativ späten Entwicklungsphase. Dabei werden verschiedene Schlauchmaterialien, die Verlegung der Leitungen und Befestigungsart der Rohrhalterungen getestet. Lärmarme Konstruktionsrichtlinien basieren auf Erfahrungswerten aus dem Vorgängermodell sowie auf dynamischen Materialparametern, die auf einem Leitungsprüfstand ermittelt werden. Hierbei muss ein Bezug der Körperschallübertragungseigenschaften der Schlauchleitungen zum Betriebskennfeld durch Berücksichtigung der äußeren Lasten, gebildet aus Fluidinnendruck, Materialtemperatur und den geometrischen Parametern Schlauchlänge und Biegeverlegung, hergestellt werden.

Die akustische Modellierung einer Schlauchleitung zwischen zwei Impedanzen Z_1 und Z_3 ermöglicht bei Kenntnis von Z_1 und Z_3 die Ermittlung der unbekannten dynamischen Impedanz des Schlauches Z_S (**Bild 12-32**).

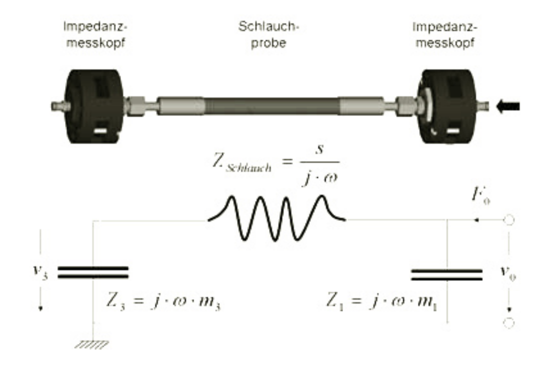


Bild 12-32: Modell zur Bestimmung der Schlauchimpedanz

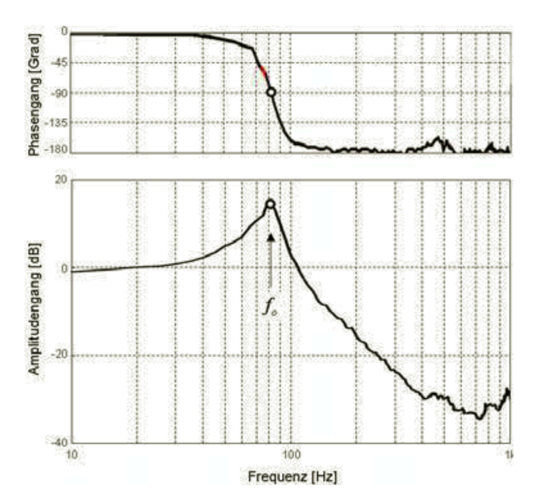


Bild 12-33: Steifigkeitsbestimmung anhand der Übertragungsfunktion

Die Steifigkeiten von Schlauchleitungen lassen sich prinzipiell durch zwei unterschiedliche Ansätze bestimmen: Unter der Annahme eines schwach gedämpften Zweimassenschwingers mit den Massen m_1 und m_2 ergibt sich die Steifigkeit s aus der Resonanzfrequenz ω_0 (Kapitel 3.1.2):

$$s = \omega_0^2 \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

Betrachtet man dagegen die Schlauchleitung mit dem Querschnitt A, dem Elastizitätsmodul E und der spezifischen Dicht ρ als Wellenleiter, mit der längenbezogenen Nachgiebigkeit

$$n' = \frac{1}{A \cdot E}$$

und dem längenbezogenen Massebelag

$$m' = \rho \cdot A$$

so breiten sich auf dem Wellenleiter Dehnwellen aus, mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit

$$c = \frac{1}{\sqrt{n' \cdot m'}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

Bei entsprechenden Reflexionsbedingungen an den Anschlussimpedanzen können sich stehende Wellen ausbilden, wenn die die Leitungslänge L gerade ein Vielfaches der halben Wellenlänge λ beträgt:

$$L = k \cdot \frac{\lambda}{2} = k \cdot \frac{c}{2 \cdot f} \; ; \qquad k = 1,2,..$$

Daraus errechnet sich für die Steifigkeit der Leitung:

$$s_{\lambda/2} = \left(2 \cdot f_{\frac{\lambda}{2}}\right)^2 \cdot \rho \cdot A \cdot L$$

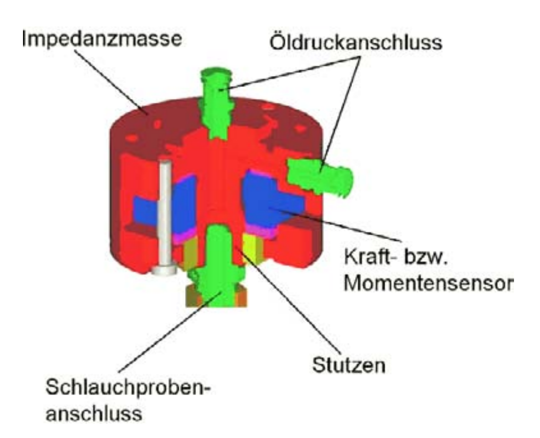


Bild 12-34: Impedanzmesskopf für Hydraulikleitungen

Die Messsignale werden über zwei Impedanzmessköpfe erfasst **(Bild 12-34)**. Die dynamischen Eigenschaften der Impedanzmessköpfe sollten auch bei höheren Frequenzen Massecharakter aufweisen **(Bild 12-35)**. Zusätzlich sind eine Aufnahme für die Messaufnehmer und ein Anschluss für die Ölversorgung zu integrieren.

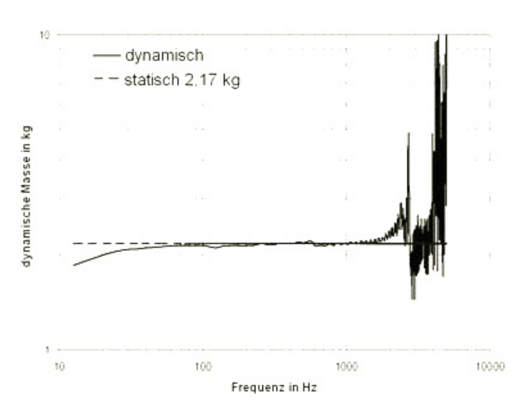


Bild 12-35: Masseverhalten Impedanzmesskopf

Die Körperschallübertragung stellt sich prinzipiell als Überlagerung der dominanten Mode der Dehn-, Torsion- und Biegewelle dar **(Bild 12-36)**.

Besonderes technisches Interesse findet hierbei die Dehnwelle. Diese Quasilongitudinalwelle strapaziert aufgrund ihrer Querkontraktion die Materialelastizitäten in longitudinaler, radialer und tangentialer Richtung längs des Schlauches. Die Geräuschdämmung, welche durch lärmarme Konstruktion von Schlauchleitungen erzielt werden kann, beträgt bis zu 40 dB und ist für die Weiterleitung des Schalls bei Weiten nicht nebensächlich.

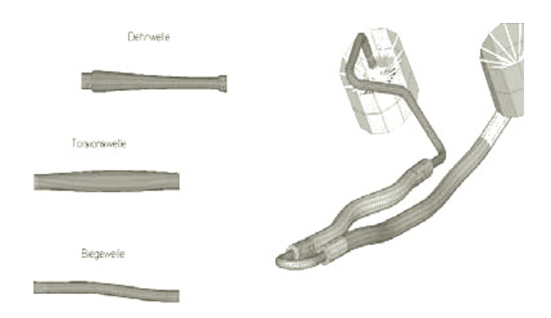


Bild 12-36: Dominante überlagerte Wellenformen

Die Elastizität der Schlauchwand bestimmt maßgeblich die Ausbreitungsgeschwindigkeit und die Dämpfung der Körperschallwellen. Daher ist der komplexe Elastizitätsmodul $\underline{E} = E + jE\eta$ ein wichtiger akustischer Materialkennwert und neben der Formgebung und Schlauchverlegung der wichtigste Parameter zur Beeinflussung des Übertragungsverhaltens.

Hochdruckschlauchleitungen verhalten sich bis 30 bar Öldruck isotrop. Erst bei höheren Drücken nimmt die Richtungs- und Ortsabhängigkeit des E-Moduls mit wachsendem Druck zu. Aufgrund der Geflechteinlage herrscht bei gerade verlegten Schläuchen nur in radialer Richtung eine Anorthotropie. Die E-Module in radialer und tangentialer Richtung werden ausschließlich für die Dehnwelle über das Öl angekoppelt. Näherungsweise kann bei mittlerem Öldruck und mittlerer Materialtemperatur von einem linearen Verhalten des E-Moduls ausgegangen werden **(Bild 12-37)**.

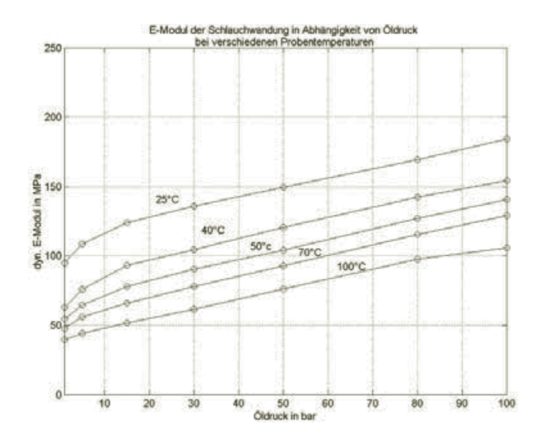


Bild 12-37: Dynamischer E-Modul eines Öldruckschlauches

Schlauchleitungen werden in der Regel auch genutzt, um Winkelversatz, Höhenunterschied oder Motorbewegungen zwischen zwei Aggregaten auszugleichen. Bei Biegeverlegung stellen sich am äußeren Umfang der neutralen Faser Zug- (Materialdehnung) und am inneren Umfang Druckspannungen (Materialkompression) ein. Dieses trielastische Materialverhalten führt zu einer Erhöhung des gesamthaft wirkenden E-Moduls der Schlauchwand **(Bild 12-38)**.

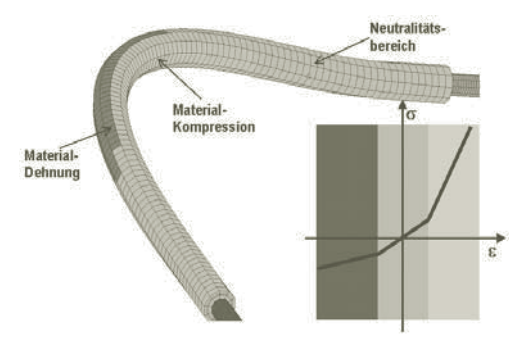


Bild 12-38: Anorthotropie bei Schlauchbiegung

Die Folge ist eine Erhöhung der Wellengeschwindigkeiten bei abnehmenden Biegeradien, wodurch sich proportional auch die Eigenfrequenzen der stehenden Körperschallwellen erhöhen **(Bild 12-39)**.

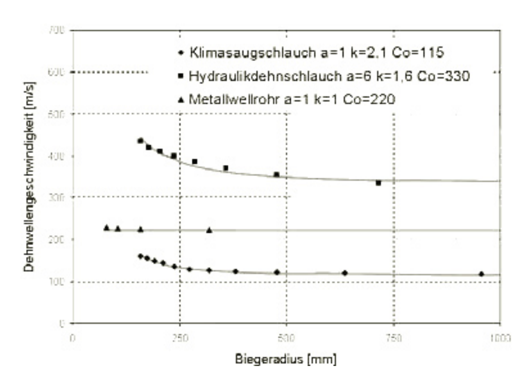


Bild 12-39: Biegeeinfluss auf die Schallausbreitung in Leitungen

Weiterhin wird bei Längsanregung mit zunehmendem Biegeradius aufgrund des Biegewinkels eine Querkraft wirksam. Der Querkraftverlauf initiiert einen Biegemomentenverlauf und koppelt damit die Biegewellenmode an. Analog werden bei Queranregung die Torsionswellen angeregt.

Bei der Entwicklung neuer Schlauchkonzepte kann schon in den Erstmustern eine akustische Beurteilung anhand der dynamisch wirksamen Steifigkeiten erfolgen. Zur Beurteilung der Kenngrößen werden die Muster mit bekannten Konstruktionen verglichen, welche bekannte akustische Eigenschaften aus Fahrzeugmessungen haben und das Entwicklungsziel markieren. Die Auswirkungen auf die dynamischen Steifigkeiten bei den unterschiedlichen Körperschallanregungsrichtungen lassen im Vergleich mit den

bekannten Referenzproben Rückschlüsse auf Konstruktionsdetails zu.

12.7 Hybridantrieb

Ein Hybridantrieb umfasst normalerweise einen Verbrennungsmotor und mindestens eine Elektromaschine, welche abhängig vom Fahrzustand individuell zu- oder abgeschaltet werden kann. Dabei kann die Elektromaschine sowohl elektromotorisch betrieben weden und dadurch den Verbrennungsmotor teilweise oder ganz ersetzen (elektrisches Fahren), als auch generatorisch kinetische Energie des Fahrzeugs wie auch überschüssige Energie des Verbrennungsmotors in die elektrischen Energiespeicher zurückspeichern (Rekuperation). Als elektrische Energiespeicher kommen sowohl Hochleistungsbatterien als auch Kondensatoren (SuperCaps) in Frage. In Abhängigkeit von der Art der Zusammenschaltung von Verbrennungsmotor und Elektromaschine unterscheidet man serielle, parallele und verzweigte Hybride. Bei vollständig abgeschaltetem Verbrennungsmotor kann dieser u.U. auch durch eine Trennkupplung mechanisch vom Triebstrang getrennt werden. Je nach Fahrzustand (Fahrgeschwindigkeit, Fahrpedalstellung, Last) und Ladezustand der Energiespeicher wird durch eine elektronische Steuerung der optimale Energiefluss dahingehend sichergestellt, dass der Fahrwunsch erfüllt und gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch minimiert wird.

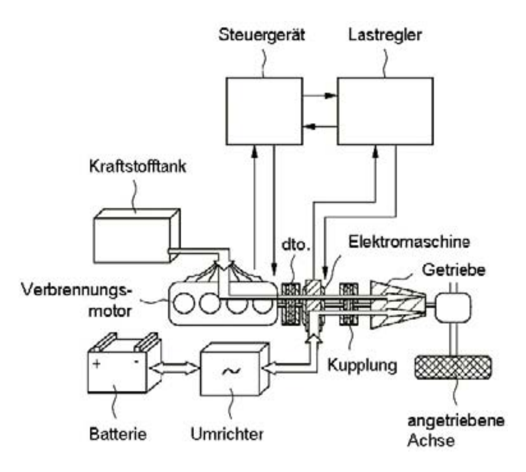


Bild 12-40: Prinzipstruktur eines parallelen Hybriden mit zusätzlicher Trennkupplung zwischen Verbrennungsmotor und restlichem Triebstrang

Bezüglich Akustik und Vibrationen birgt der Hybridantrieb einige neue Herausforderungen in sich. Diese betreffen im Wesentlichen

- das automatische Abstellen des Verbrennungsmotors im Stand (Start-Stop-Automatik),
- den Wechsel der Betriebsarten zwischen verbrennungsmotorischem und elektomotorischem Antrieb,
- die Betriebspunktverlagerung des Verbrennungsmotors in Verbindung mit einem CVT-Getriebe,
- den akustischen Einfluss von Umrichter und Elektromaschine.

Die Start-Stop-Automatik wird als verbrauchssenkende Maßnahme zunehmend auch im Rahmen konventioneller Antriebe eingesetzt. Dabei kommen sowohl konventionelle Ritzelstarter als auch im Riementrieb integrierte Starter zum Einsatz. Die damit verbundenen vibroakustischen Probleme werden in Kapitel 4.3.1 abgehandelt. Aufgrund der größeren E-Maschinen, welche bei Vollhybridlösungen für den Startvorgang zur Verfügung stehen, sind dort die Probleme im Vergleich zu konventionellen Startern leichter beherrschbar.

Der Wechsel zwischen den Betriebszuständen, in erster Linie derjenige zwischen rein elektrischem Fahren und Fahren mit zugeschaltetem Verbrennungsmotor, ist in der Regel für die Fahrzeuginsassen akustisch und schwingungstechnisch spürbar. Dies ist dadurch bedingt, dass der Verbrennungsmotor aufgrund seines Arbeitsprinzips starke Drehmomentschwankungen aufweist (Motorordnungen), welche über die Lagerstellen in die Fahrzeugstruktur eingeleitet werden und dadurch sowohl als Geräusch wie auch durch Vibrationen bemerkbar werden (Kapitel 9). Die Elektromaschine stellt dagegen prinzipbedingt das Drehmoment wesentlich gleichförmiger zur Verfügung, so dass im rein elektromotorischen Betrieb die Rollgeräusche dominieren. Dies ist zwar prinzipiell ein Vorteil, der aber dann zum Problem werden kann, wenn der Fahrzeuginsasse beim unbewussten Umschalten der Betriebszustände durch die plötzliche Änderung der Geräuschkulisse irritiert wird.

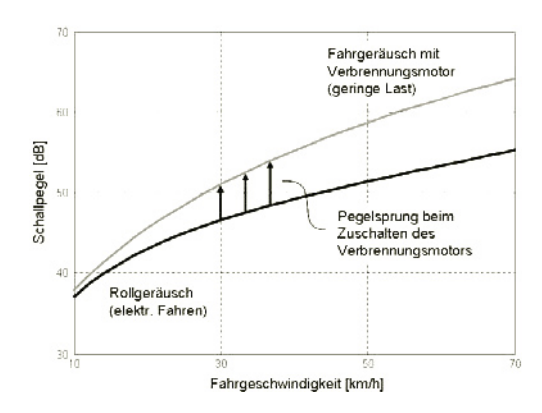


Bild 12-41: Pegelsprung beim Wechsel der Betriebsart zwischen elektrischem und verbrennungsmotorischem Fahren, schematische Darstellung

Eine Lösung des Problems besteht z.B. in der komfortorientierten Auslegung des Fahrzeugs durch die klassischen Mittel der Isolation und Dämmung des gesamten Triebstrangs. Damit hebt sich das Niveau des Verbrennungsmotorgeräusches zumindest im Geschwindigkeits- und Lastbereich des elektrischen Fahrens (typisch < 40 km/h und geringe Last) nicht wesentlich aus dem Rollgeräusch ab. Das Umschalten der Betriebszustände erfolgt dann akustisch unauffällig auf dem Niveau des reinen Rollgeräusches. Dieser Lösungsansatz wurde beispielsweise bei den Hybridfahrzeugen Lexus LS600h und RX400h umgesetzt. Ein anderer Lösungsweg nutzt die prinzipielle Möglichkeit des Hybridantriebs, mit der Elektromaschine auch schnelle Drehmomentänderungen im Frequenzbereich der Drehmomentschwankungen des Verbrennungsmotors im Triebstrang induzieren zu können. Damit besteht sowohl die Möglichkeit, durch negative Interferenz die unerwünschten Drehmomentschwankungen beim Einsatz des Verbrennungsmotors zu bedämpfen, als auch die Chance, durch Simulation von verbrennungsmotorischen Drehmomentschwankungen bereits im elektromotorischen Betrieb den Umschaltvorgang durch eine typisch verbrennungsmotorische Geräuschkulisse zu verschleifen [5]. Serientaugliche Lösungen nach diesem Ansatz liegen derzeit allerdings noch nicht vor.

Die Betriebspunktverlagerung des Verbrennungsmotors in den Bereich des Verbrauchs-Bestpunktes mit Hilfe eines elektronisch gesteuerten CVTs ist erheblich an dem insgesamt beobachteten Verbrauchsvorteil von Hybridantrieben beteiligt. Damit einher geht jedoch beim Beschleunigen die Aufhebung der strengen Proportionalität zwischen Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit, wie man sie von mechanischen Getrieben gewohnt ist. Der Verbrennungsmotor wird im Fall des CVT beim Betätigen des Fahrpedals vielmehr relativ schnell auf den optimalen Betriebspunkt beschleunigt und verharrt dort, während sich die Fahrgeschwindigkeit kontinuierlich weiter steigert. Akustisch ist dieses Phänomen vergleichbar zu einem schlupfenden Wandler beim Automatikgetriebe (Gummibandeffekt). Bei stark komfortorientierten Fahrzeugen mit sehr niedrigem Motorgeräusch kann dieser Effekt vernachlässigt werden (Beispiel Lexus LS600h), bei weniger komfortablen Fahrzeugen bewirkt er jedoch subjektiv einen wenig sportlichen und eher gequälten Geräuscheindruck (Beispiel Toyota Prius). Eine bewusst sportliche Auslegung des Motorgeräusches gemäß Kapitel 8.3 führt in diesem Fall daher ohne zusätzliche akustische Maßnahmen nicht zum gewünschten Ziel.

Aufgrund der hohen Wirkungsgrade und der kompakten Bauweise werden in Hybridantrieben von PKW Drehstrom-Synchronmaschinen eingesetzt. Beispielsweise finden sich im Hybridsystem der Fa. Toyota (Hybrid Synergy Drive, HSD) zwei permanenterregte Drehstrom-Synchronmaschinen (PMSM), welche über ein Planetengetriebe mit dem Verbrennungsmotor gekoppelt sind. Ein Umrichter ist dabei für den Energieaustausch zwischen Elektromaschine und dem Energiespeicher (Batterie) zuständig. Der Pulswechselbetrieb des Umrichters weist erhebliche Verzerrungen der Ströme auf. Daraus resultieren tangentiale und radiale magnetische Wechselkräfte zwischen Stator und Rotor. Diese verursachen mechanische Schwingungen in der Struktur, welche als Körperschall weitergeleitet, oder als Sekundärschall abgestrahlt werden, was zu einem wenig attraktiven singenden Geräuschbild führen kann (Straßenbahngeräusch). Die Dämpferwicklung des Rotors, sowie Nutung und Schrägung des Stators sind die wesentlichen Einflussgrößen, welche die Geräuschentstehung in der Elektromaschine selbst beeinflussen [6]. Darüber hinaus stehen die bekannten Maßnahmen der Passivakustik zur Verfügung, um die Weiterleitung und Abstrahlung des Geräusches zu mindern.

Literatur

[1] Wright, S. E.: Spectral trends in rotor noise Generation, ALAA Paper, No. 73-1033
[2] Neise, W.: Grundlagen der Schallentstehung und Lärmminderungsmaßnahmen bei Ventilatoren. Handbuch Ventilatoren, Vulkan-Verlag Essen 1994, 406–427
[3] Hochlenert, D., „Aktive Unterdrückung von Quietschen bei Kraftfahrzeugscheibenbremsen“ (Active suppression of squeal in disk brakes of automobiles), Diplomarbeit, Institut für Mechanik, TU Darmstadt, 2003
[4] Bittner, C.: Reduzierung des Bremsrubbelns bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung, Dissertation TU München, 2006
[5] Patentanmeldung WO/2008/015041: Verfahren zur Verbesserung der Fahreigenschaften eines Hybridantriebs
[6] Täegen, F.; Kolbe, J.: Elektromagnetisches Geräusch umrichtergespeister permanenterregter Synchronmaschinen, Archiv für Elektrotechnik 74 1991 Springer Verlag
[7] Sentpali, S.: Körperschallübertragung gerader und gebogener biegeschlaffer Schlauchleitungen im Fahrzeugbau, Dissertation TU Kaiserslautern, 2008